

⑮ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 195 20 555 A 1**

⑤ Int. Cl.<sup>8</sup>:  
**F 16 H 1/32**  
F 16 H 25/06

⑳ Aktenzeichen: 195 20 555.3  
㉑ Anmeldetag: 8. 8. 95  
㉒ Offenlegungstag: 12. 12. 96

DE 195 20 555 A 1

㉑ Anmelder:

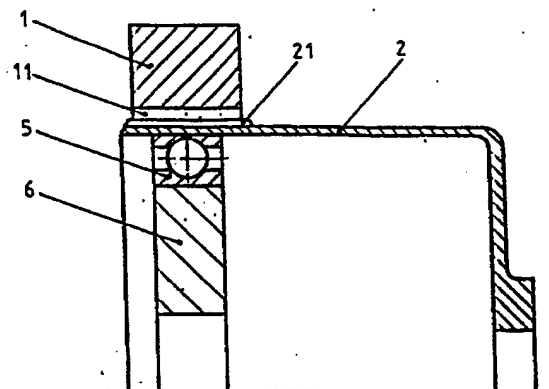
Fickelscher, Kurt G., Dipl.-Ing., 67227 Frankenthal,  
DE

㉒ Erfinder:

Fickelscher, Kurt G., 67227 Frankenthal, DE; Urban,  
Susanne, 67549 Worms, DE

⑤④ **Elastische Steckwellenverbindung für Planetengetriebe mit flexiblem Planetenrad**

- ⑤⑦ Die Erfindung bezieht sich auf ein Getriebe der Harmonic-Drive Bauart mit einem innenverzahnten Hohlrad (1) und einem flexiblen topfartigen Planetenrad (2) mit unterschiedlicher Zähnezahl.  
Das Verhältnis axiale Länge zum Innendurchmesser beträgt ca. 0,85.  
Ovalisierungsbedingt kämmt die Verzahnung in Schräglage. Durch Anordnung einer flexiblen Steckwellenverbindung (3), die mit einer gleichartigen Verzahnung mit dem flexiblen Planetenrad (2) kämmt, wird die Schräglage in der Verzahnung verhindert und das Baulängenverhältnis B/D auf ca. 0,4 reduziert, wobei D der Innendurchmesser vom Hohlrad (1) und B die axiale Länge ist.  
Durch diese Anordnung wird zusätzlich der Wirkungsgrad verbessert.



DE 195 20 555 A 1

Die Erfindung bezieht sich auf ein Planetengetriebe mit einem innenverzahnten Hohlrad, oder einem außenverzahnten Stirnrad das mit einem flexiblen Planetenrad mit unterschiedlicher Zähnezahl kämmt, wobei das flexible Planetenrad als dünnwandiger Topf ausgebildet ist (Fig. 1 + 2).

Diese Getriebebauart ist als Harmonic-Drive Bauart bekannt geworden und für große Untersetzungen  $i = 50$  bis  $i = 360$  in einer Stufe geeignet. Nachteilig ist dabei die große Baulänge des flexiblen Planetenrades, das im Eingriffsbereich elliptisch verformt wird, wobei die Verformung zur Abtriebsseite hin durch eine entsprechende Versteifung wieder die kreisrunde Form annimmt.

Ein kinematischer Nachteil entsteht bei dieser Ovalisierung dadurch, daß die Zähne im Eingriffsbereich nicht parallel zueinander stehen und theoretisch gesehen nur punktwise miteinander kämmen (Fig. 1 + 2).

Im Lagerbereich findet unter Last eine geringe Biegung statt, die einerseits den Eingriffswinkel etwas verbessert, andererseits aber zusätzlich die Biegespannung im Topf vergrößert.

Im Lagerbereich entsteht zusätzlich Kantenpressung, die eine vorzügliche Materialqualität voraussetzt und als Axialkraft das Lager verschiebt, so daß eine Fixierung notwendig wird.

Um die Schrägstellung in vertretbaren Grenzen zu halten ist eine übliche Baulänge von  $B/D \approx 0,85$  notwendig, wobei D der Durchmesser vom flexiblen Planetenrad ist.

Wenn eine kürzere Baulänge gefordert ist, erfolgt die Drehmomentabgabe über ein zweites Hohl- oder Stirnrad mit der gleichen Zähnezahl vom flexiblen Planetenrad.

Durch diese Anordnung verdoppelt sich die Radialkraft auf das Antriebslager, wodurch ein zweites parallel angeordnetes Lager notwendig wird.

Durch die Verdoppelung der Reibungsverluste vergrößert sich entsprechend die Verlustleistung, z. B. wird für ein Getriebe mit  $i = 80$  ein Wirkungsgrad von ca. 86% angegeben, der sich bei der Zweischeiben-Ausführung auf 75% reduziert.

Die gattungsgemäßen Getriebe können spiel frei ausgeführt werden.

Beim heutigen Stand der Technik stehen Plastikwerkstoffe mit hoher Festigkeit und geringer Wärmedehnung zur Verfügung die für den Einsatz in gattungsgemäßen Getrieben geeignet sind. Wegen der kleinen E-Module sind diese Werkstoffe allerdings zur Drehmomentübertragung nur wenig geeignet.

Bei einer Getriebeanordnung mit einer selbstovalisierenden Verzahnungsgeometrie, wie sie in der Patentanmeldung Aktenzeichen 195 09 448.4 vorgestellt wird, kämmen ca. 90% der Zähne exakt flächig miteinander.

Für ein Harmonic-Drive Getriebe z. B. HDUC 50 wird das zulässige Drehmoment  $T_N = 372$  Nm und  $T_{max} = 1180$  Nm bei  $i = 80$  genannt.

Bei Zugrundelegung dieser Daten ergibt sich für ein Selbstovalisierungsgetriebe bei gleicher Abmessung eine Flächenpressung in der kämmenden Verzahnung von  $P_{vorh.}$  von 1,2 N/mm<sup>2</sup> und 3,3 N/mm<sup>2</sup>  $T_{max}$ , somit nur einen Bruchteil der Belastungswerte der heutigen Plastikwerkstoffe.

Bei der Harmonic-Drive Anordnung verringert sich der Traganteil der kämmenden Zähne mit abnehmender Untersetzung und ist weiterhin abhängig von der Ver-

zahnungsart.

Nach dem Harmonic-Drive Katalog kämmen bei der IH-Verzahnung (die auch aus der Dissertation Paullick bekannt ist) ca. 20% der Zähne miteinander. Diese Verzahnungsart hat gewölbte Zahnflanken, so daß die Drehmomentübertragung linienförmig erfolgt und Hertz'sche Pressungen auftreten.

Hierdurch tritt Verschleiß auf, der mögliche Spielfreiheit aufhebt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, gattungsgemäße Getriebe so zu verbessern, daß die Verzahnung vom flexiblen Planetenrad mit der Gegenverzahnung exakt parallel kämmt und die Baulänge der Topfanordnung so verringert werden kann, daß sie mit einer Zweischeiben-Ausführung vergleichbar wird. Durch Verzicht auf eine zweite Scheibe verbessert sich der Wirkungsgrad bei reduziertem Gewicht.

Kippkräfte auf das Antriebslager werden vermieden, wodurch man billigere und einfachere Werkstoffe verwenden kann. Getriebeteile besonders mit der selbstovalisierenden Verzahnung und für kleinere Untersetzungen können aus Plastikwerkstoff hergestellt werden, die bei gleicher Abmessung etwa gleich große Drehmomente geräuscharm übertragen und sich durch ein sehr geringes Gewicht auszeichnen.

Weiterhin wird sichergestellt, daß sich verschleißbedingte Spielerweiterung selbsttätig nachstellt.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt gemäß der in den Patentansprüchen angegebenen Merkmalen.

In den Zeichnungen sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt.

Sie zeigen:

Fig. 1 den Längsschnitt durch ein HDU-Getriebe bei Parallelstellung der Verzahnung.

Fig. 2 die Fig. 1 bei senkrecht stehender Hauptachse der Ellipse im Längsschnitt.

Fig. 3 eine Getriebeanordnung mit einfach verzahntem flexiblen Planetenrad, wobei die Steckwellenverbindung mit der Außenverzahnung vom flexiblen Planetenrad kämmt.

Fig. 4 eine Getriebeanordnung mit doppeltverzahntem flexiblen Planetenrad.

Fig. 5 im Längsschnitt eine Getriebeanordnung mit außenverzahntem Stirnrad und doppeltverzahntem flexiblen Planetenrad.

Fig. 6 eine Anordnung gemäß Fig. 5, jedoch mit zweifacher Steckwellenverbindung.

Fig. 7 den Längsschnitt durch eine Getriebeanordnung mit doppeltverzahntem flexiblen Planetenrad.

Fig. 8 den Längsschnitt durch eine Getriebeanordnung mit verzahnten Plastikelementen.

Fig. 9 eine Anordnung mit flexiblem Hohlrad.

Fig. 1

Fig. 1 zeigt im Halbschnitt eine HDU-Anordnung mit dem innenverzahnten Hohlrad (1) nach Drehung der Hauptachse der elliptischen Antriebsnocke (6) um ca. 45°. Die Zähne 11 und 21 vom Hohlrad (1) und flexiblen Planetenrad (2) stehen parallel.

Fig. 2

Zeigt Fig. 1 bei senkrecht stehender Hauptachse von der Antriebsnacke (6).

Der besseren Übersicht wegen wurde die ovalisierungsbedingte Schrägstellung ca. 3fach vergrößert dargestellt.

Die negative kinematische Auswirkung im Bereich der kämmenden Verzahnung und die Kantenpressung im Abstützbereich der Lagerung (5) sind deutlich zu erkennen.

Dargestellt ist ein Getriebe mit  $i = 80$ . Mit größer werdender Untersetzung werden die negativen Einflüsse kleiner.

Fig. 3

Fig. 3 zeigt eine im Halbschnitt dargestellte erfindungsgemäße Anordnung, mit dem Hohlrad (1).

Die Außenverzahnung (21) vom flexiblen Planetenrad (2) kämmt parallel mit der Innenverzahnung (11).

Die Breite vom Hohlrad (1) und dem flexiblen Planetenrad (2) ist nahezu identisch, die Hauptachse von der Antriebsnocke (6) steht senkrecht.

Die elastische Steckwellenverbindung (3) mit der Verzahnung (31) kämmt mit der Verzahnung (21) vom flexiblen Planetenrad (2). Die Toleranz der Verzahnung ist mit H7/j6 vorgegeben, so daß die Anordnung quasi spielfrei läuft.

Infolge der geringen Zahnbreite (31) wird die Kantenpressung der Verzahnung vernachlässigbar gering und verursacht keinerlei kinematische Störung in der Hauptverzahnung.

Das Hohlrad (1) ist seitlich um ca. die Zahnbreite von (31) ausgespart (12), wobei der Durchmesser so festgelegt ist, daß bei größter Ovalisierung die flexible Steckwellenverbindung (3) anliegt.

Auch bei großer Überlastung wird eine Aufweitung von der Steckwellenverbindung (3) verhindert.

Abtriebsseitig ist ein Flansch (32) angeordnet, der mit einer Abtriebswelle oder feststehend mit dem Gehäuse verbunden ist.

Auf dem Abtriebsflansch (32) kann eine Lagerung z. B. ein Wälzlager (4) angeordnet werden.

Das Bauverhältnis B/D ist mit 0,4 nur ca. halb so groß wie bei der HDU-Baureihe.

Durch den Reibschluß in der Steckwellenverzahnung (31—11) wird das flexible Planetenrad (2) axial fixiert und zusätzliche Wandreibungsverluste vermieden.

Fig. 4

Fig. 4 zeigt eine der Fig. 3 ähnliche Anordnung, wobei jedoch das flexible Planetenrad (2) eine zusätzliche Innenverzahnung (22) hat, die mit der seitlich vom Antriebslager (5) angeordneten Außenverzahnung (31) der Steckwellenverbindung kämmt. Bei dieser Ausführung mit der zusätzlichen Innenverzahnung (22) kann die Wandstärke vom flexiblen Planetenrad (2) vergrößert werden, mit dem Vorteil der höheren Biegefestigkeit und kleinerer Rückstellkräfte infolge der Ovalisierung, mit der durchgehenden Verzahnung vermeidet man Spaltkavitation im Lagerabstützbereich.

Fig. 5

Fig. 5 zeigt im Viertelschnitt eine Getriebeanordnung mit dem außenverzahnten Stirnrad (7 + 71), das mit dem doppeltverzahnten flexiblen Planetenrad (2) kämmt.

Antriebslager (5) und Antriebsnocke (6) sind seitlich von (7) angeordnet.

Die Verzahnung der Steckwellenverbindung (31) wird links neben dem Antriebslager (5) angeordnet und kämmt mit der Außenverzahnung (21) vom flexiblen

Planetenrad (2).

Die innerhalb der Innen- und Außenverzahnung (31—21 und 22—71) auftretenden Radialkräfte sind entgegengesetzt gerichtet und heben sich weitgehend auf.

Diese Bauart hat bezogen auf den Außendurchmesser und die Baulänge die kleinstmöglichen Abmessungen.

Fig. 6

Fig. 6 zeigt eine Getriebeanordnung gemäß Fig. 5, jedoch mit einer zweifach wirkenden elastischen Steckwellenverbindung (3), wobei die zweite Zahnreihe (31) der Steckwellenverbindung (3) mit einer Verzahnung (81) kämmt, die zusätzlich auf dem Abtriebsflansch (8) angeordnet ist.

Durch diese Anordnung werden die Biegespannungen im Zylinder-Bereich der Steckwellenverbindung (3) erheblich reduziert. Die gelenkige Anordnung gleicht Fluchtungsfehler aus.

Fig. 7

Fig. 7 zeigt eine Anordnung für eine kleine Untersetzung, z. B.  $i = 20$  mit entsprechend großen Zahnhöhen.

Um die Versteifung in der Steckwellenverbindung (3) zu reduzieren wird die Zähnezahzahl der Innenverzahnung (23) verdoppelt und so die Zahntiefe halbiert.

Ein weiterer Vorteil ist dadurch gegeben, daß die Steckwellenverbindung (3) dann auch für ein Getriebe mit doppelter Untersetzung angeordnet werden kann.

Fig. 8

Fig. 8 zeigt eine Getriebeanordnung mit verzahnten Plastikelementen.

In dem metallischen Gehäuse (14) ist drehfest das Plastikhohlrad (1) angeordnet, das mit der Verzahnung (21) von dem ebenfalls aus Plastikmaterial hergestelltem flexiblen Planetenrad (2) kämmt.

Das flexible Planetenrad (2) hat eine zusätzliche Innenverzahnung (22) die mit der Verzahnung (31) der flexiblen Steckwellenverbindung (3) kämmt und sich mit der Innenseite auf dem Stützring (81) abstützt.

Das Hohlrad (1) wird wegen der unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten relativ dünnwandig ausgeführt und kann sich seitlich ausdehnen.

Im Gehäuse ist dafür eine Aussparung vorgesehen.

Der Antrieb erfolgt über Wälzscheiben (8), den Stützring (81) und seitlich abgedichteten Wälzlager (5), die auf dem Exzenter (9) angeordnet sind.

Zusammen mit dem bei Plastikwerkstoffen geringem Reibungskoeffizienten und abgedichteten Wälzlager (5) kann das Getriebe schmiermittelfrei betrieben werden.

Diese Anordnung ist extrem geräuscharm und besonders geeignet für kleine Untersetzungen, die eine große Ovalisierung erfordern.

Die damit zusammenhängende Schrägstellung der Steckwellenverzahnung (31) wird durch die Elastizität des Plastikwerkstoffes ausgeglichen.

Fig. 9

Fig. 9 zeigt eine Getriebeanordnung mit einem dünnwandig ausgebildeten Hohlrad (1), dem zweiteiligen Gehäuse (14) in dem eine zweite Steckwellenverbindung (33) mit einer Innenverzahnung (34) angeordnet ist, die mit der zusätzlichen Außenverzahnung (15) vom flexi-

blen Planetenrad kämmt.

Im flexiblen Planetenrad ist in üblicherweise die Steckwellenverbindung (3) angeordnet.

Über die Antriebsnocke (6), das Antriebslager (5) und das flexible Planetenrad (2) wird das Hohlrad geringfügig ovalisiert, wobei die zulässige Ovalisierung von ca. 5%—10% vom normal erforderlichen Wert beträgt.

Zwischen dem Gehäuse (14) und der Steckwellenverbindung (33) ist ein geringer Spalt "s" vorgesehen, an dem sich das Hohlrad (1) bei größer werdender radialer Zahnkraft abstützen kann.

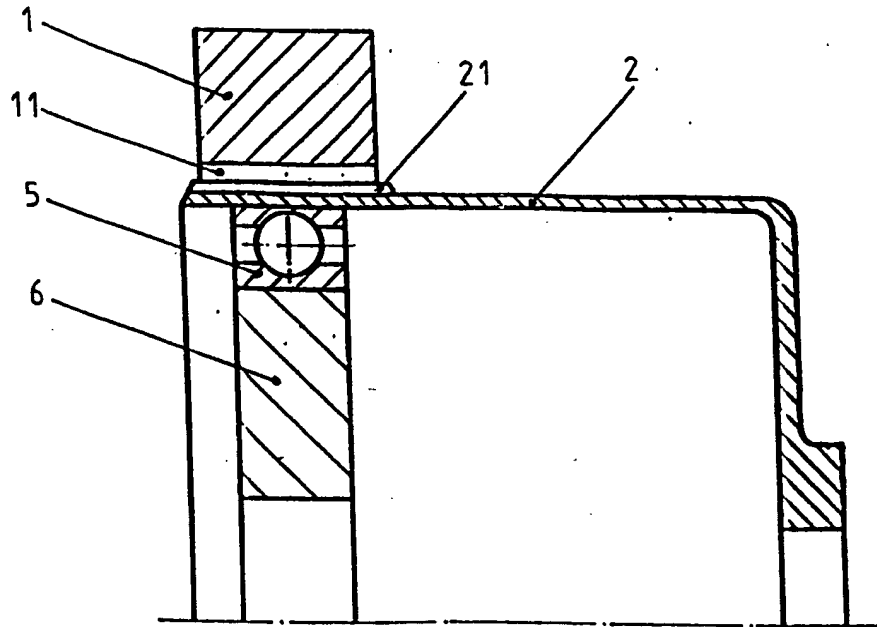
Die zusätzliche Ovalisierung vom Hohlrad (1) erzeugt absolute Spielfreiheit, verbessert die Betriebssicherheit und gleicht Verschleiß in der Verzahnung aus.

#### Patentansprüche

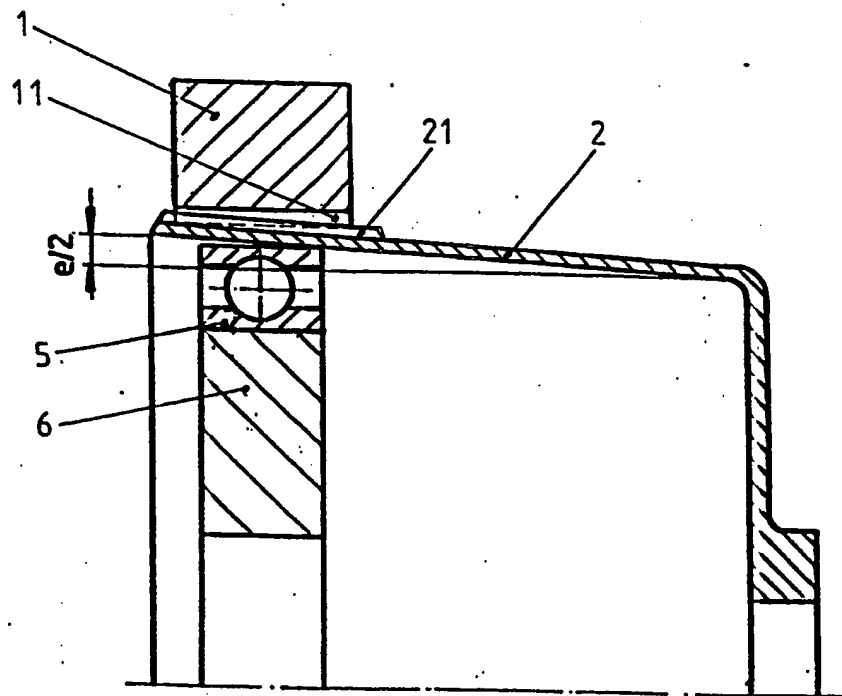
1. Planetengetriebe mit einem innenverzahnten Hohlrad (1) oder außenverzahntem Stirnrad (7), das mit einem flexiblen Planetenrad (2) mit unterschiedlicher Zähnezahl kämmt, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine flexible Steckwellenverbindung (3) mit der gleichen Zähnezahl, vorzugsweise mit etwas Vorspannung, mit dem flexiblen Planetenrad (2) kämmt und zusammen ovalisiert wird, wobei auf der Abtriebsseite durch Versteifung die kreisrunde Form erhalten bleibt (Fig. 3).
2. Eine Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das flexible Planetenrad (2) innen (22) und außen (21) vorzugsweise gleichartig verzahnt ist und eine Verzahnung mit dem flexiblen Planetenrad (2) kämmt (Fig. 4).
3. Eine Getriebeanordnung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine zweite mit der Steckwellenverbindung (3) kämmende Verzahnung vom flexiblen Planetenrad (2) mit der doppelten Zähnezahl ausgeführt wird (Fig. 7).
4. Eine Anordnung gemäß Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Abtriebsseite der Steckwellenverbindung (3) eine zweite Verzahnung angeordnet ist, die mit einem gleichartig verzahntem Stirnrad (7) kämmt (Fig. 6).
5. Eine Anordnung gemäß Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß besonders bei größerer Ovalisierung eine Verzahnung der Steckwellenverbindung (3) leicht ballig ausgeführt wird.
6. Eine Anordnung gemäß Anspruch 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß gemäß Fig. 9 das Hohlrad (1) oder Stirnrad (7) zusammen mit dem flexiblen Planetenrad (2) leicht ovalisiert wird und mit einer zweiten Steckwellenverbindung (34) kämmt, wobei die Ovalisierung durch den Spalt "s" begrenzt wird.

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

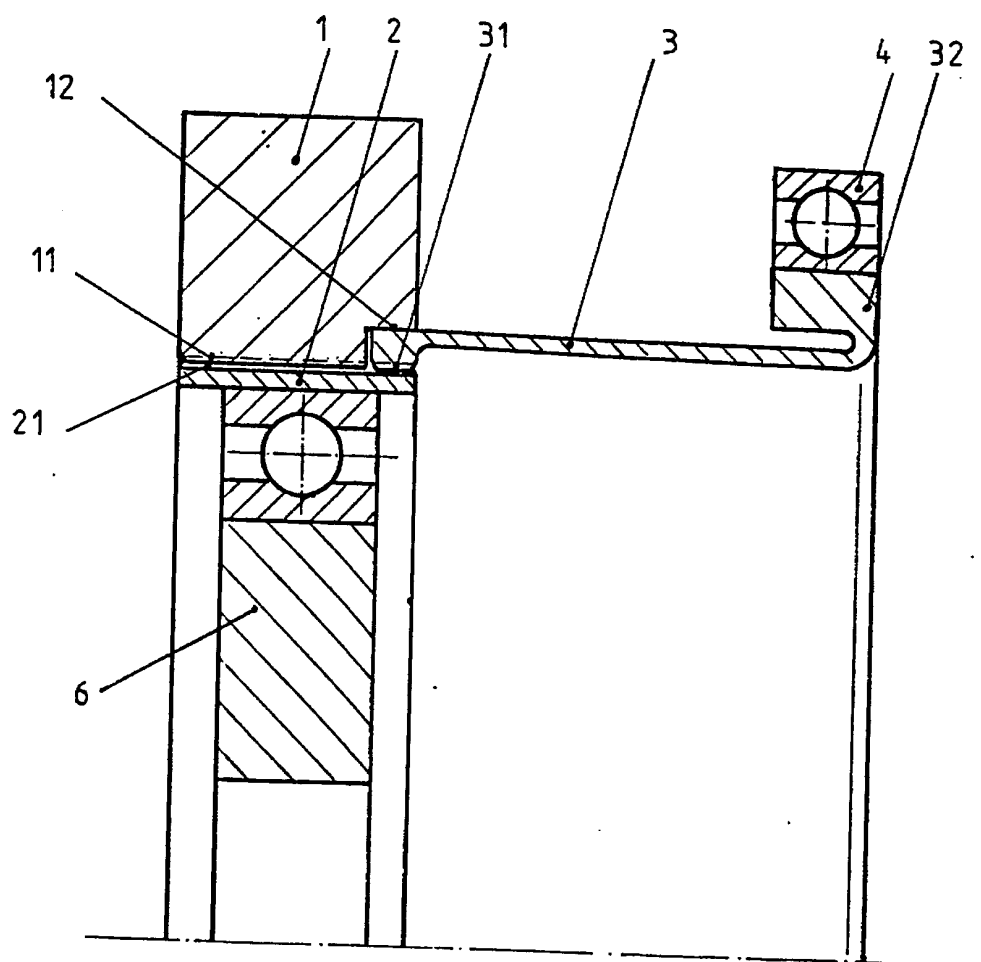
FIGUR 1 \*



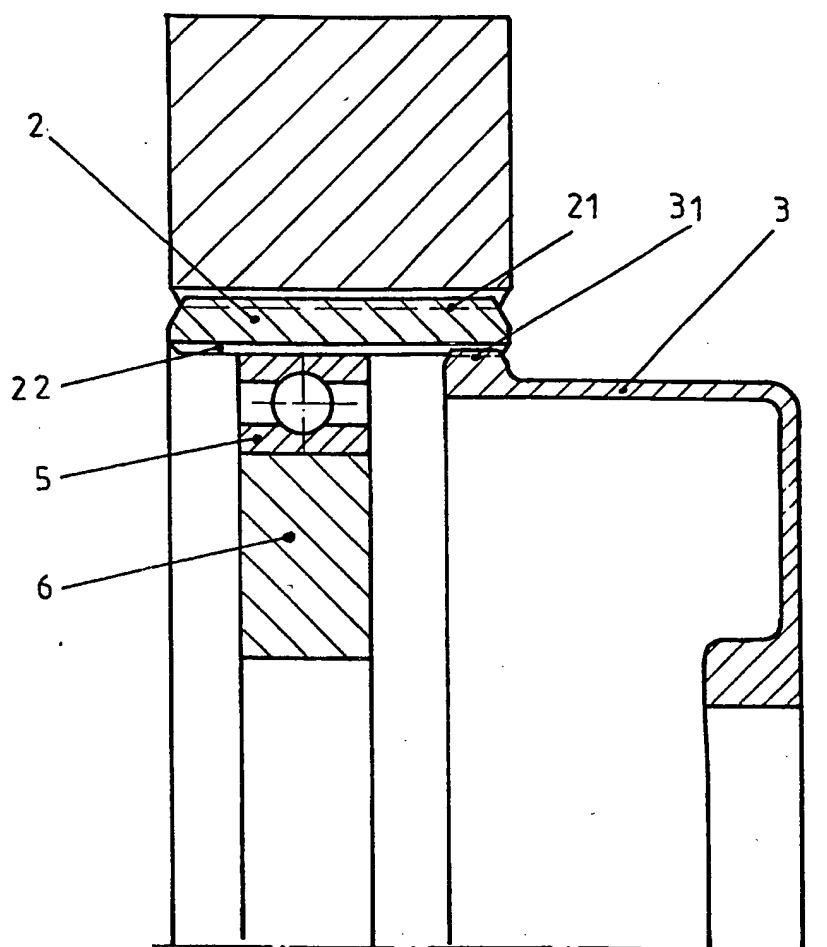
FIGUR 2



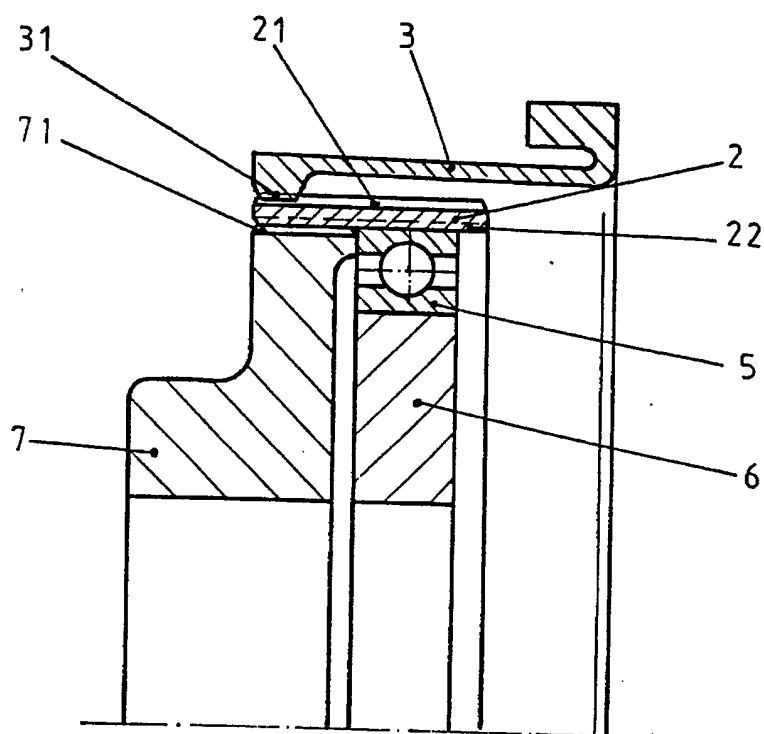
FIGUR 3



FIGUR 4

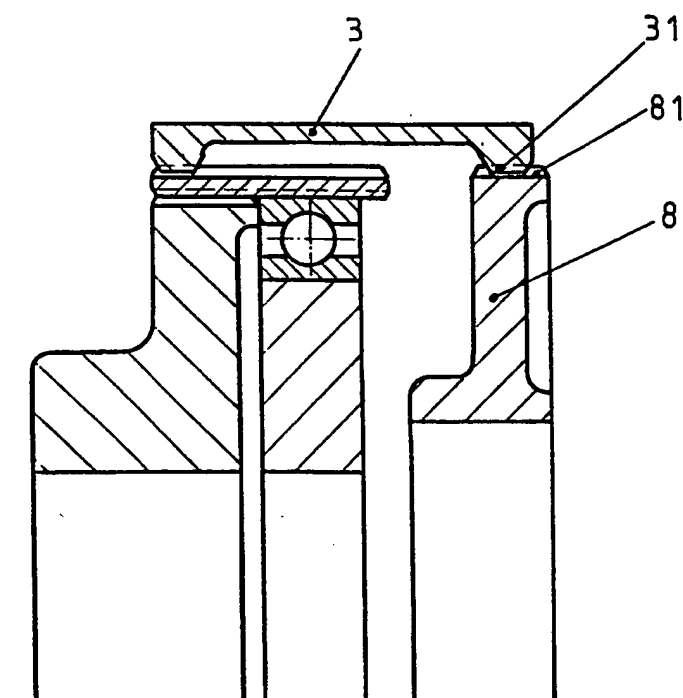


FIGUR 5

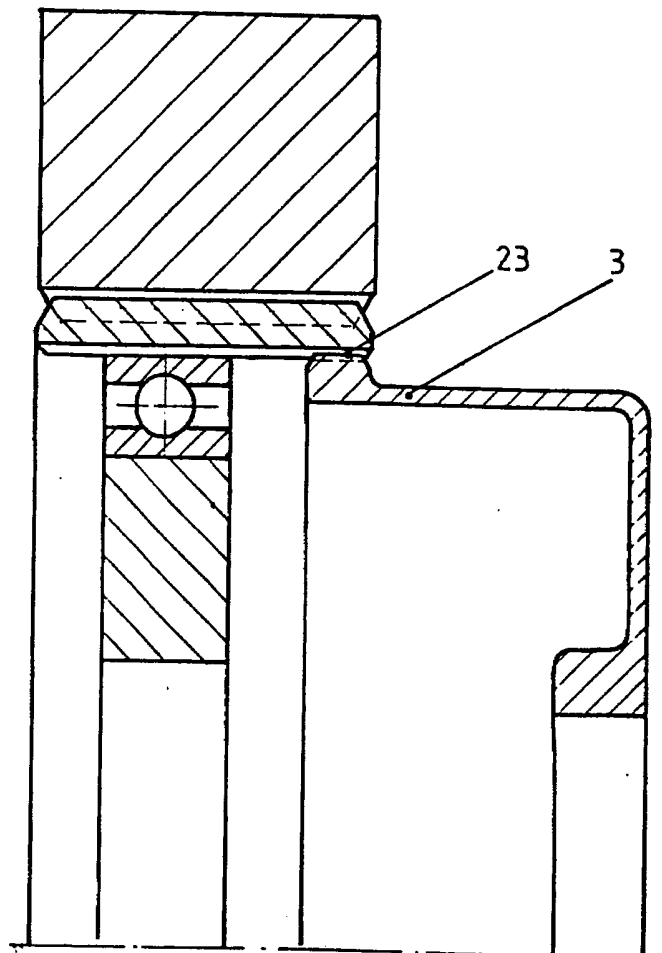




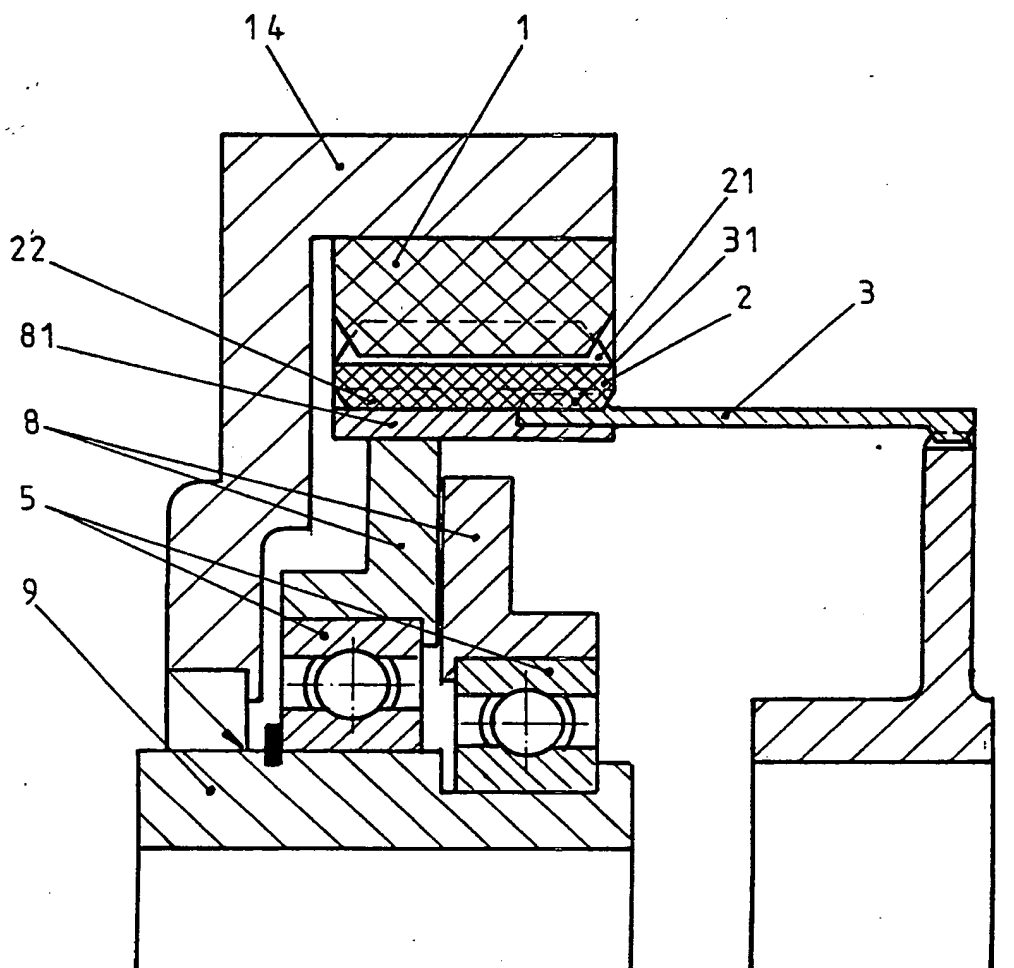
FIGUR 6



FIGUR 7



FIGUR 8



FIGUR 9

